

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-173392

(43)Date of publication of application : 29.06.1999

(51)Int.Cl. F16H 9/12
F16H 55/56

(21)Application number : 09-341229 (71)Applicant : KAWASAKI HEAVY IND LTD

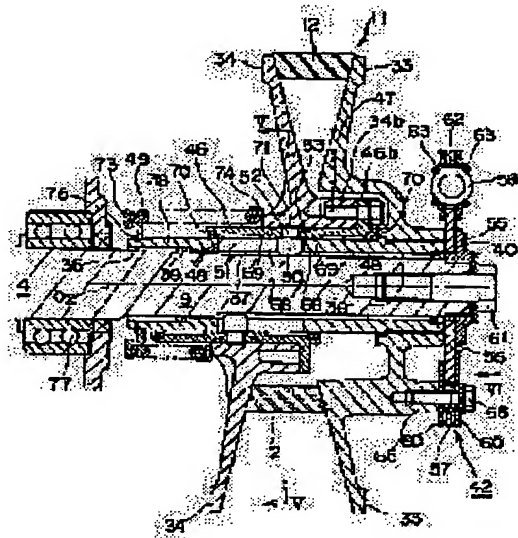
(22)Date of filing : 11.12.1997 (72)Inventor : TAKAGI IZUMI

(54) V-BELT TYPE AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To simplify a pressure adjusting mechanism of a driven adjusting vehicle and reduce the number of parts at the same time.

SOLUTION: A sleeve 46 integral with a movable sheave 34 capable of moving in the axial direction is provided with a roller 50 facing inward, and a spiral cam groove 51 is formed on a cam shaft 38 on an inner peripheral side. The roller 50 has a small diameter part 52 extended outward in the radial direction through an annular stepped part integrally, the small diameter part 52 is inserted into a roller support hole 53 formed in the sleeve 46 from the inside in the radial direction to support it so as to turn freely, the annular stepped part is brought in contact with and is supported by an inward end fringe in the radial direction of the support hole 53, and an inward end fringe in the radial direction of the roller 50 opposes to an outer peripheral face of a driven shaft to prevent slip off of the roller in the radial direction. Consequently, it is possible to reduce the number of parts of a support part for roller and the number of parts for preventing slip off thereof.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 11.12.1997

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3100936

[Date of registration] 18.08.2000

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-173392

(43) 公開日 平成11年(1999) 6月29日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 H 9/12
55/56

識別記号

F I

F 1 6 H 9/12
55/56

B

審査請求 有 請求項の数 2 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願平9-341229

(22) 出願日 平成9年(1997)12月11日

(71) 出願人 000000974

川崎重工業株式会社

兵庫県神戸市中央区東川崎町3丁目1番1号

(72) 発明者 ▲高▼木 泉

兵庫県明石市川崎町1-1 川崎重工業株式会社明石工場内

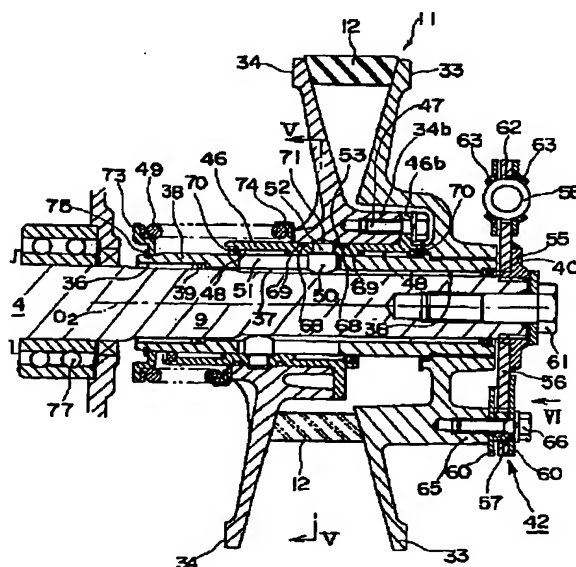
(74) 代理人 弁理士 青山 葆 (外1名)

(54) 【発明の名称】 Vベルト式自動変速機

(57) 【要約】

【課題】 Vベルト式自動変速機において、被駆動調車の調圧機構を簡素化すると共に部品点数を削減することである。

【解決手段】 軸方向移動可能な可動シープ34と一体的なスリーブ46に内向きのローラ50を備え、内周側のカム軸38にスパイラル状のカム溝51を形成している。ローラ50は環状段部50bを介して径方向外方に延びる小径部52を一体に有し、該小径部52を、スリーブ46に形成されたローラ支持孔53に、径方向内方から差し込んで回動自在に支持し、環状段部50bを支持孔53の径方向内方端縁に当接支持すると共にローラ50の径方向内方端縁を従動軸外周面に対向させることにより、ローラ50の径方向の抜け止めとしている。これにより、ローラ用支持部の部品点数を削減できると共に抜け止め用の部品も削減できる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動軸上の駆動調車と従動軸上の被駆動調車との間にVベルトを巻き掛け、駆動軸上の駆動調車推力発生機構により、駆動調車の実効巻回径を変更するVベルト式自動変速機において、

被駆動調車は、筒形カム軸を一体的に備えると共に従動軸に継手を介して連結された固定シープと、上記カム軸の外周面に軸方向移動自在かつ回転自在に嵌合するスリーブを一体的に備えた可動シープとからなり、

被駆動調車の調圧機構として、カム軸には軸方向にスパイラル状に延びるカム溝を形成し、スリーブにはカム溝に係合するローラを径方向内方へ突出状に支持しており、

上記ローラは環状段部を介して径方向外方に延びる小径部を一体に有しており、該小径部を、スリーブに形成されたローラ支持孔に、径方向内方から差し込んで回動自在に支持し、環状段部を支持孔の径方向内方端縁に当接支持すると共にローラの径方向内方端縁を従動軸外周面に対向させることにより、ローラの径方向の抜止めとしたことを特徴とするVベルト式自動変速機。

【請求項2】 カム軸内周面と従動軸外周面との間に前記円筒カム溝に連通する円筒状のグリス溜りを形成していることを特徴とする請求項1記載のVベルト式自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は主として車輛用の変速機に利用されるVベルト式自動変速機に関し、特に、被駆動調車の調圧機構としてカム軸に形成されたカム溝とこれに係合するローラを備えたVベルト式自動変速機に関する。

【0002】

【従来の技術】この種Vベルト式自動変速機の従来技術としては、特開昭58-42854号があり、図18は該公報に記載されたVベルト式自動変速機の被駆動調車を示している。この図18において、被駆動調車200は、固定シープ201と、可動シープ202を備えており、固定シープ201は内周端部に筒形カム軸203を一体的に備え、可動シープ202は内周端部にスリーブ205を一体的に備えている。カム軸203は軸受206を介して従動軸207の外周に嵌合すると共に、発進クラッチ機構210を介して従動軸207に断続自在に連結されている。

【0003】調圧機構として、カム軸203には、軸方向にスパイラル状（傾斜状）に延びる円筒カム溝211が形成され、スリーブ205には径方向の内方に突出するローラ支持軸213が設けられ、該ローラ支持軸213の径方向内方端部に筒形のローラ214が嵌合し、また、可動シープ202を固定シープ側に付勢する調圧ばね216が設けられている。

【0004】ローラ支持軸213は、スリーブ205に形成されたローラ支持孔217に、径方向の外方から内方突出状に差し込まれており、遠心力によって径方向外方へとずれないように、スリーブ外周部に環状押え板218で係止され、また、回り止めされている。またローラ支持軸213の先端部に止め輪220を嵌着することにより、ローラ214が径方向の内方へとずれないように係止されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】調圧機構として図18のように、外方側に配置したスリーブ205に内方突出状にローラ214を設け、内方側に配置したカム軸203にカム溝211を設けていると、軸方向寸法のコンパクト化を図ることができる。

【0006】具体的には、上記構造とは内外逆配置の調圧機構、すなわち可動シープと一体的に軸方向に移動するスリーブにカム溝を形成して、このカム溝に内方から外向きのローラに係合する構造の調圧機構では、カム溝の軸方向両端部に軸受を配置した軸方向に長いスリーブを軸方向移動自在に支持しなければならず、軸方向寸法が長くなるが、内向きのローラを備えた構造では、ローラを支持するスリーブを軸方向に移動することになるので、軸方向寸法のコンパクト化が達成できる。

【0007】しかし、図18のようなローラ支持構造では、ローラ214とこれを支持する支持軸213とを別体とすると共に、径方向の外方からスリーブ205の支持孔217内に支持軸213を差し込むようにしていることにより、ローラ全体の部品が増えると共に抜止め用の押え板218及び止め輪220が必要となり、部品点数が増加すると共に支持構造が複雑化し、取付作業にも手間がかかるようになる。

【0008】

【発明の目的】本願発明の目的は、軸方向寸法のコンパクト化を保ちながらも、部品点数が削減でき、構造を簡素化できるVベルト式自動変速機を提供することである。

【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため本願請求項1記載の発明は、駆動軸上の駆動調車と従動軸上の被駆動調車との間にVベルトを巻き掛け、駆動軸上の駆動調車推力発生機構により、駆動調車の実効巻回径を変更するVベルト式自動変速機において、被駆動調車は、筒形カム軸を一体的に備えると共に従動軸に継手を介して連結された固定シープと、上記カム軸の外周面に軸方向移動自在かつ回転自在に嵌合するスリーブを一体的に備えた可動シープとからなり、被駆動調車の調圧機構として、カム軸には軸方向にスパイラル状に延びるカム溝を形成し、スリーブにはカム溝に係合するローラを径方向内方へ突出状に支持しており、上記ローラは環状段部を介して径方向外方に延びる小径部を一体に有し

ており、該小径部を、スリーブに形成されたローラ支持孔に、径方向内方から差し込んで回動自在に支持し、環状段部を支持孔の径方向内方端縁に当接支持すると共にローラの径方向内方端縁を従動軸外周面に対向させることにより、ローラの径方向の抜止めとしたことを特徴としている。

【0010】請求項2記載の発明は、請求項1記載のVベルト式自動変速機において、カム軸内周面と従動軸外周面との間に前記円筒カム溝に連通する円筒状のグリス溜りを形成していることを特徴としている。

【0011】

【発明の実施の形態】図1は本願発明を適用した自動二輪車用エンジンの動力伝達系をスケルトン様式で示す機構説明図であり、エンジンは、シリンダ1、ピストン2、クランクケース3及びクランク軸4等を備えており、クランクケース3の後部には変速機ケース6が一体に形成され、右側方にはベルコンケース5及びベルコンカバー7が順次取り付けられ、クランク軸4は軸受13を介してクランクケース3に両持ち支持されている。

【0012】ベルコンケース5及びベルコンカバー7内には、駆動軸8、従動軸9、駆動調車10、被駆動調車11及び両調車10、11間に巻き掛けられたVベルト12等からなるVベルト式自動変速機Tが配置されており、変速機ケース6内には入力用変速軸20、中間変速軸21及び出力軸22等を備えた前進2段後進1段切換の歯車式変速機Sが配置されている。

【0013】図2によりVベルト式自動変速機Tの構造を詳しく説明する。図2の状態は、駆動調車10についてはVベルト12がクランプされておらず、動力が遮断された状態、すなわちアイドル状態を示し、被駆動調車11については、従動軸芯O2より前側（駆動軸側）に示す状態は、実効巻回径が最大となっている状態、すなわち上記駆動調車10の状態と対応して、減速比が最大位置で保たれたアイドル状態を示しており、反対に従動軸芯O2より後側に示す状態は、被駆動調車11の実効巻回径が最小となっている状態、すなわち減速比が最小で高速走行時の状態を示している。

【0014】駆動軸8はクランク軸4の右端部にテーパ嵌合すると共に締結ボルト17により一体的に結合されており、軸受18によって片持ち支持されている。駆動調車10は、左側の固定シープ14と、該固定シープ14に軸方向に対向する右側の可動シープ15からなり、固定シープ14は、駆動軸8に回転方向及び軸方向に固定されており、一方可動シープ15は駆動軸8に対して軸方向移動可能であるが、駆動軸8と一体的に回転するように嵌合している。固定シープ14の左端面には冷却ファン31が形成されている。

【0015】可動シープ15の背面側（右側）には、スパイダー23、複数のガバナウエイト24及び調圧ばね25等からなる駆動調車推力発生機構19が設けられて

いる。複数のガバナウエイト24は、可動シープ15の背面に設けられた複数のピン27にそれぞれ回動自在に支持されており、駆動軸8の回転数の増加に伴い、遠心力により右方へと拡開するようになっている。また、可動シープ15の背面にはスパイダー23を通過して右方へと延びる連結アーム35が形成されており、該連結アーム35の右端縁には駆動軸8に軸方向移動自在に嵌合するカバー26が一体的に結合され、これにより可動シープ15とカバー26とは一体的に回転すると同時に駆動軸8に対して一体的に軸方向に移動自在となっている。

【0016】スパイダー23は、可動シープ15の右側に配置されると共に駆動軸8にねじ嵌合することにより駆動軸8に一体的に固着され、上記各ガバナウエイト24が当接する受圧ローラ28を備えている。調圧ばね25は、スパイダー23とカバー26の間に縮設され、この調圧ばね25によりカバー26及び同カバー26と一体化された可動シープ15は右方に付勢されてガバナウエイト24のストッパ部24aと可動シープ15のストッパ部15aとが圧接することにより係止されている。

【0017】すなわち、可動シープ15は、エンジン停止時及びアイドル時には、図2に示すように調圧ばね25により上記カバー26と一体的に右方へと付勢され、固定シープ14から最大限離れた状態となっており、そして、エンジンが回転してガバナウエイト24が右方に拡開し始めると、調圧ばね25に抗してカバー26と一体的に左方へと移動し、固定シープ14との隙間を狭めてゆくようになっている。

【0018】図3は被駆動調車11の拡大断面図を示しており、従動軸9も左端の軸受77により片持ち支持されている。被駆動調車11は、右側の固定シープ33と左側の可動シープ34からなり、筒形のカム軸38、ローラ支持用のスリーブ46、ローラ50及び調圧ばね49等からなる調圧機構を介して従動軸9に支持されると共に、従動軸9の右端部に配置されたトーショナルダンパー42を介してベルト12の動力を従動軸9に伝達するようになっている。

【0019】トーショナルダンパー42は周知の2段特性形のディスク式ダンパーであり、ハブ55を一体的に有するフランジ56と、該フランジ56の軸方向両側に配置された1対のサイドプレート60と、フランジ56及びサイドプレート60の各窓孔62、63に配置されたトーシオンばね58等から構成されている。ハブ55は従動軸9にスプライン嵌合すると共にボルト61及びワッシャにより脱落不能に固定されており、両サイドプレート60は筒形スペーサ57を介して互いに結合されると共に、固定シープ33の背面（右面）に形成されたボス部65にボルト66により結合されている。フランジ56とサイドプレート60とは、トーシオンばね5

8等に抗して相対的に従動軸芯O2回りにねじれ可能となっている。

【0020】図6は図3のトーションナルダンパー42のVI矢視図であり、ばね荷重の弱い第1段特性用のトーションばね58の他にばね荷重の強い第2段特性用のトーションばね59も備えており、サイドプレート60がフランジ56に対してねじれ角0のときにおいて、サイドプレート60の窓孔63の周方向端縁に対しては両ばね58、59は当接しているが、フランジ56の窓孔62の周方向端縁に対しては、第1段特性用トーションばね58は当接し、一方、第2段特性用トーションばね59は一定の遊びMを有している。67はフランジ56に形成された最大ねじり範囲規制用の長孔であり、前記サイドプレート結合用ボルト66が挿通している。

【0021】すなわち、フランジ56とサイドプレート60との相対的なねじり過程において、ねじり角度0からのねじり始めは第1段特性用のトーションばね58のみが圧縮され、一定角度ねじれてフランジ56の窓孔62の周方向の端縁が第2段特性用トーションばね59に当接した後は、第1段特性用のトーションばね58と共に第2段特性用トーションばね59も圧縮し、前記最大ねじり範囲規制用長孔67とボルト66とが周方向に係合するまでねじれる。

【0022】図7はねじり特性線図であり、ねじり角度0から $\theta 1$ の間は第1段特性用のトーションばね58のみが圧縮する区間であり、ねじり角度 $\theta 1$ から最大ねじり角度 θ_{max} までは両トーションばね58、59が圧縮する区間である。

【0023】図3～図5により、被駆動調車11の調圧機構及び潤滑機構について詳しく説明する。図3において、カム軸38は左右1対の軸受メタル36を介して従動軸9の外周に軸方向移動不能かつ回動可能に嵌合しており、従動軸9の外周面とカム軸38の内周面の間には、左右のオイルシール39、40間で密封された環状のグリス溜り37が形成されている。固定シープ33は、カム軸38の右端部外周にねじ嵌合（螺着）すると共にサイドプレート60にボルト66によって結合されることにより、カム軸38と一体的に回転するようになっており、該固定シープ33に対して可動シープ34が螺旋状にねじれ可能になるように調圧機構を構成している。

【0024】図4はカム軸38及びスリーブ46の分解斜視図であり、スリーブ46には、径方向に貫通する3個のローラ支持孔53が周方向に等間隔を置いて3箇所形成されると共に、該ローラ支持孔53の軸方向両側に1対のリング嵌着溝68が形成され、さらに右端部には取付フランジ部46bが一体に形成されている。ローラ50も3個備えられており、各ローラ50には段部50bを介して支持用小径部52が一体に形成されており、ローラ支持孔53に径方向の内方側から差し込ま

れ、支持孔中心回り回動自在に支持されている。カム軸38には、軸方向にスパイラル状に延びる円筒カム溝51が3本形成されており、該円筒カム溝51に各ローラ50が軸方向摺動自在に係合し、ローラ50とカム溝51のカム作用によりカム軸38に対してスリーブ46が螺旋状に移動するようになっている。

【0025】図5において、各ローラ50は、その環状段部50bとローラ支持孔53の座ぐり面53bとの当接により、遠心力等による径方向外方への抜けが阻止され、また、従動軸9の外周面がローラ50の径方向内方（従動軸芯O2側）の端縁に対向していることにより、エンジン停止時等における径方向内方へと抜けが阻止される。

【0026】図3において、可動シープ34の内周ボス部34bはスリーブ46の外周面にリング69を介して嵌合すると共に前記取付フランジ部46bにボルト47により固着され、スリーブ46と一体的にカム軸38に対して螺旋運動するようになっている。スリーブ46はカム軸38の外周面に左右1対の軸受メタル48を介して回動可能かつ軸方向移動可能に嵌合しており、スリーブ46の左右両端部の内周面には環状シール70が嵌着され、また、スリーブ内周面であって、前記ローラ支持孔53に対応する部分には、底浅の環状グリス溜り71が形成されている。該環状グリス溜り71は前記1対のリング69間に挟まれている。前記カム軸38と従動軸9の間の環状グリス溜り37には適量のグリスが塗布されると共に、ローラ支持孔53にもグリスが塗布されており、回転中、遠心力により径方向の外方に押圧されるグリスの一部は、たとえば支持孔53の嵌合部分を通して環状グリス溜り71に保持される。

【0027】調圧ばね49は、可動シープ34の内周ボス部34bの左端面に配置されたばね受けリング74と、カム軸38の左端部にスナッピング75により係止されたばね受けリング73との間に締結されており、上記調圧ばね49により可動シープ34をスリーブ46と共に一定のばね力で右方に付勢している。負荷が増すにつれVベルト12の張り側張力が増加して可動シープ34が回転方向側にねじれると、カム溝51とローラ50とのカム作用により可動シープ34は螺旋状に右方へと閉じる方向に推力を生じ、これに加えて調圧ばね49のばね荷重と共に伝達動力に応じた調車推力を与えることになる。

【0028】歯車式変速機を詳しく説明する。図9において、前記従動軸9と一体に形成された入力用変速軸20と中間変速軸21とは、互いに平行に配置されると共に、変速機ケース6の左右側壁部に嵌着された各軸受76、77及び軸受78、79にそれぞれ両持ち支持され、中間変速軸21の右端部はさらに別の出力ギヤ室83内に延出している。出力軸22は、上記変速軸20、21と平行に配置されると共に、変速機ケース6の右側

壁に嵌着されたニードル軸受80と、出力ギヤ室壁84に嵌着された軸受81により両持ち支持されている。プロペラ軸16は変速機ケース6の後壁に嵌着された軸受82に回転自在に支持されると共に前後方向に延び、ベベルギヤ85、86を介して出力軸22に常時連動連結している。プロペラ軸16の後端部は、図示しないが最終減速機構を介して後車軸に連結し、前端部は、適当な自在継手あるいはクラッチを介して前輪用プロペラ軸に連結している。

【0029】入力用変速軸20上には、右側軸受77に近接した位置に前進用の入力側ローギヤ90が配置されると共に該ローギヤ90に隣接して前進入力側ハイギヤ91が配置され、左側軸受76に近接した位置に2連形の後進入力側スプロケットギヤ92が配置されており、軸方向の中央部分に1本のシフトスリーブ98が配置されている。すなわち、後進入力側スプロケットギヤ92と前進入力側ギヤ群90、91とを、左右の軸受76、77近傍に振り分けて配置し、中央部にシフトスリーブ98を配置している。

【0030】中間変速軸21には、前記入力用変速軸20上の各ギヤ90、91、92に対応して、前進用中間ローギヤ101と、前進用中間ハイギヤ102と、後進用中間スプロケットギヤ103とが配置されており、前進用ギヤ群101、102は右側の軸受79に近接し、後進用スプロケットギヤ103は、左側の軸受78に近接するように振り分け配置されている。各ギヤ101、102、103は中間変速軸21にスプライン嵌合することにより、常時中間変速軸21と一体的に回転するようになっている。中間ローギヤ101は入力側ローギヤ90に常時噛み合い、中間ハイギヤ102は入力側ハイギヤ91に常時噛み合い、後進用中間スプロケットギヤ103は後進入力側スプロケットギヤ92にチェーン104を介して同一方向に回転するように連動連結されている。中間変速軸21の右端部には出力ギヤ室83内に位置する出力側第1ギヤ106が固定され、出力軸22の出力側第2ギヤ107と噛み合っている。

【0031】入力軸20の拡大図を示す図10において、入力側ローギヤ90は左方へと筒状に延びる延長ボス部109が一体に形成されると共に、左右1対のニードル軸受94によって回転自在に入力用変速軸20に嵌合支持されており、延長ボス部109の左端側には、ドグクラッチ用の外向き係合爪115及び内周切欠き117を有する環状係合体116が配置され、該係合体116の内周切欠き117と延長ボス部109の左端面に形成された係合突起118との係合により、係合体116は延長ボス部109と常時一体的に回転するようになっている。係合体116は抜止め板120及び係止リング121により軸方向に係止されている。

【0032】前進入力側ハイギヤ91は、上記延長ボス部109の外周にニードル軸受119を介して回転自

在かつ軸方向移動不能に嵌合支持されると共に、左端には同ギヤ91と略同一外径で左方へと延びる筒形延長部110が一体に形成されており、該延長部110の左端部にはドグクラッチ用の内向き係合爪112が一体に形成されている。該内向き係合爪112の内径は上記係合体116の外径よりもわずかに大きく設定されており、また、内向き係合爪112と係合体116との軸方向間隔D1は、シフトスリーブ98のドグクラッチ用係合爪123の軸方向幅D2よりも大きく設定されているが、少なくとも内外両係合爪112、115間(D1)でスリーブの係合爪123が一旦中立状態となる余裕があればよく、具体的には軸方向間隔D1は軸方向幅D2の概ね1.2倍程度となっている。

【0033】シフトスリーブ98の係合爪123の径方向の長さ(厚さ)は、概ね径方向の外方の半分がハイ用の内向き係合爪112に係合し、概ね径方向の内方の半分がロー用の外向き係合爪115に係合しうような寸法となっている。また、シフトスリーブ98のドグクラッチ用係合爪123の軸方向幅D2は、図12のようにハイ位置において少し右方部分が内向き係合爪112によりもはみ出す寸法となっており、これにより、後述する位置決め機構の各ノッチ136-1,2,3,4の間隔を概ね等間隔に設定し、シフトストロークを概ね均等分割するようになっている。

【0034】図14は図10の前進用ギヤ群のXIV矢視図であり、ドグクラッチ用の各係合爪112、115は周方向に等間隔でたとえばそれぞれ6個形成されており、それら爪間の周方向間隔W2は、図15に示すシフトスリーブ98の係合爪123の周方向の幅W1よりも一定間隔広くなっており、図16及び図17に示すようにスリーブ98の係合爪123と各ギヤの係合爪112、115とは周方向に遊びNをもって係合するようになっている。

【0035】図10に戻り、シフトスリーブ98は、右端面に前記のように前進用の係合爪123を一体に備える一方、左端面に後進用の係合爪124を一体に備えており、該後進用係合爪124は後進入力側スプロケットギヤ92に形成された係合爪126と噛み合い自在となっている。シフトスリーブ98の軸方向の中間部には環状溝125が形成され、シフトフォーク127が係合している。

【0036】シフトフォーク127は、入力用変速軸20と平行に配置されたシフトロッド128に固着されており、該シフトロッド128は変速機ケース6の左右側壁に形成された支持孔130、131に軸方向摺動自在に嵌合支持されている。

【0037】シフトロッド128と変速機ケース6の間には、鋼球132、ばね133及びノッチ136-1,2,3,4等からなる位置決め保持機構が設けられている。ノッチ136-1,2,3,4は、シフトロッド128の左端部分

の外周面に、右から順に後進用、中立用、ハイ用及びロー用となっており、各ノッチ136-1,2,3,4は概ね等間隔配置となっている。変速機ケース6に形成された孔137に鋼球132及びばね133が配置され、該ばね133により鋼球132をシフトロッド128側へと付勢し、各ノッチ136-1,2,3,4に選択的に係合して、その位置でロックするようになっている。

【0038】シフトフォーク127に形成された係合溝138には、図8に示すようにシフトレバー140の先端部が係合し、該シフトレバー140は、変速機ケース6の上壁に設けられレバーホルダー142に回動自在に支持されたレバー軸141に固着されており、該レバー軸141を外部のシフト操作機構によって回動操作することにより、シフトアーム127を軸方向に移動操作するようになっている。

【0039】次に歯車式減速機内の潤滑系統を説明する。図9において、入力用変速軸20には油室144から変速機ケース6内の潤滑油路に連通する潤滑油孔143が形成されており、該潤滑油孔143は、ローギヤ90のニードル軸受94間並びに後進用スプロケットギヤ92のニードル軸受96部分にそれぞれ至っている。油室144には図示しない油通路よりオイルが供給されている。

【0040】

【作用】まず、動力伝達経路全体の作動を簡単に説明する。図1において、クランク軸4の回転力は、Vベルト式自動変速機T内において、駆動軸8、駆動調車10、Vベルト12及び被駆動調車11に伝達され、該被駆動調車11からはトーショナルダンパー42を介して従動軸9に伝達され、該Vベルト式自動変速機内で、回転速度及び車輪側からの負荷に応じて自動変速されると共に、トーショナルダンパー42により歯車式変速機のシフト時における衝撃音あるいは加減速時の衝撃音の発生を解消する。

【0041】従動軸9から歯車式変速機Sの入力用変速軸20に伝達される動力は、シフトフォーク127の操作により、中立状態から前進ハイ状態、前進ロー状態あるいは後進状態へと任意に切り換えられ、中間変速軸21から出力軸22及びベベルギヤ85, 86を介してプロペラ軸に伝達される。

【0042】Vベルト式自動変速機の作用を説明する。エンジン停止時あるいはアイドル時には、駆動調車10は図2に示す状態、被駆動調車11は図2の被駆動軸芯O2より前側の状態となっており、駆動調車10のガバナウエイト24が閉じて、可動シーブ15が調圧ばね25により右側に移動していることにより、駆動調車10の両シーブ14, 15間が略最大まで開き、実効巻回径が最小となり且つVベルトがクランプされておらず動力は遮断されているが、Vベルト腹部の摺動抵抗により車両を動かさない程度の僅かなドラッグトルクが伝え

られるようになっている。一方、被駆動調車11は、調圧ばね49の弾性力により可動シーブ34を右側へと移動し、最大実効巻回径となっている。いわゆるロー状態となっている。

【0043】回転速度を一定値まで上昇させると、ガバナウエイト24が遠心力により右方へとビン回りに回動し、ガバナウエイト24がローラ72を右方へ押す反力により、可動シーブ15は調圧ばね25に抗して左方へと移動する。これにより両シーブ14, 15間の間隔を狭め、実効巻回径を拡大する。

【0044】上記駆動調車10の径変化に伴い被駆動調車11は、調圧ばね49に抗してVベルト12により可動シーブ33が左方へと移動し、両シーブ33, 34間が広げられ、実効巻回径が縮小する。

【0045】走行中、回転トルクが増加して図2の被駆動調車11の可動シーブ34が固定シーブ33に対して回転方向の前方側へとねじれると、ローラ50が円筒カム溝51によってガイドされることにより、スリーブ46及び可動シーブ34は固定シーブ33側へと移動し、Vベルト12の挟持圧力を増加させると共に被駆動調車11の実効巻回径を増加させる。またこの時、調圧ばね49による右方への加圧力も可動シーブ34に付加されている。

【0046】車両が静止しVベルト式自動変速機Tがアイドル状態で回転中、歯車式変速機Sを図9の中立位置から前進用ハイ位置にシフトした場合、被駆動調車11は前述のドラッグトルクによる中立時の連れ廻り状態からシフトにより急停止される。即ち、ドグクラッチが噛み合うことにより静止した車輪側に入力用変速軸20及び被駆動軸9が同期させられるためトーショナルダンパー42のサイドプレート60が、フランジ56に対し第1特性用トーションばね58に抗して回転方向へとねじれ、連れ廻っている被駆動調車11の慣性エネルギーが緩やかに吸収される。

【0047】また、いずれかの変速段に入った状態で走行中でも、加速減速を繰り返すと、歯車式変速機Sの係合爪同士の噛み合いが図16等のように比較的大きい遊びNを有していることから、係合爪112, 113が遊びN部分を相対的に往復して係合爪112, 113同士の衝突が繰り返され、大きな衝撃荷重が繰り返しかかるが、かかる衝撃荷重もトーショナルダンパー42により吸収することができる。特に大きな衝撃荷重に対しては、図6の第2段特性用のトーションばね59も作用し、効果的に吸収することができる。

【0048】歯車式変速機S内の変速操作について詳しく説明する。図9は中立状態を示しており、シフトスリーブ98は、中立用ノッチ136-2に鋼球132が嵌入することにより中立位置が保持されている。シフトスリーブ98の係合爪123, 124はいずれのギヤ90, 91, 92の係合爪115, 112, 126にも係合し

ておらず、従って入力用変速軸20で動力伝達は切断されている。該中立位置からシフトスリーブ98を右方へ一定ストロークシフトすることにより、前進ハイ状態となる。

【0049】図12は前進ハイ状態を示しており、シフトスリーブ98の前進用の係合爪123はハイギヤ91の係合爪112に係合しており、ハイ用ノッチ136-3に鋼球132が嵌入することにより前進ハイ状態が保持されている。入力用変速軸20の回転動力は、スリーブ98、係合爪(ドグクラッチ)123、112、筒形延長部110、入力側ハイギヤ91、中間ハイギヤ102及び中間変速軸21を介して出力側ギヤ106に伝達される。

【0050】該車輛の運転において、通常の発進及び走行は前進ハイ状態で行っており、該前進ハイ状態を維持した状態で、前記Vベルト式自動変速機Tによる自動変速によって適切な車輪回転速度となるように対処し、急斜面あるいは不整地など特種な路面条件においてロー状態に切り換えて運転する。したがって、通常は前述のように図9の中立位置からまず図12のハイ状態に切り換える。

【0051】なお、シフトスリーブ98を中立位置から前進ハイ位置にシフトする場合、スリーブ98の係合爪123とハイギヤ91の係合爪112間の周方向の位相がずれていても、図16のように両係合爪123、112は周方向の遊びNをもって係合するように構成してあるので、両係合爪123、112の軸方向端縁同士が当接した状態をしばらく保った後、両係合爪123、112が相対的に少しずつ周方向にずれて位相が一致した時点で、自動的に両係合爪123、112が噛み合う。

【0052】図12の前進ハイ状態から前進ロー状態のシフトする場合には、シフトスリーブ98を図12の状態からさらに右方へと移動し、一旦中間中立位置を通過して図11に示す前進ロー状態とする。

【0053】前進ロー状態を示す図11において、シフトスリーブ98の前進用係合爪123は上記のように一旦中間中立位置を通過した後、ローギヤ用の係合爪115に係合し、ロー用ノッチ136-4に鋼球132が嵌入することによりロー位置が保持される。入力用変速軸20の回転動力はスリーブ98、係合爪(ドグクラッチ)123、115、延長ボス部109、入力側ローギヤ90、中間ローギヤ101及び中間変速軸21を介して出力側ギヤ106に伝達される。

【0054】図13は後進状態を示しており、シフトスリーブ98を図9の中立位置から左方へ移動して後進用スプロケットギヤ92の係合爪126に後進用係合爪124に係合している。入力用変速軸20の回転動力はスリーブ98、係合爪124、126、後進用入力側スプロケットギヤ92、チェーン104、後進用中間スプロケットギヤ103及び中間変速軸21を介して出力側ギ

ヤ106に伝達される。

【0055】

【その他の実施の形態】図2に実施の形態では、被駆動調車と従動軸との継手として、トーショナルダンパーを備えているが、たとえば発進クラッチ等で連結してもよく、また、単なる剛性継手で連結してもよい。

【0056】

【発明の効果】以上説明したように本願発明によると、(1)ローラ50には、環状段部50bを介してローラ支持用の小径部52を一体に形成しており、該小径部52をスリーブ46の支持孔に差し込み、回動自在に支持しているので、図18の支持軸別体形の従来例に比べ、部品点数が削減できる。

【0057】(2)ローラ50と小径部52とを環状段部50bを介して一体成形すると共に、遠心力により径方向の外方への抜けは、環状段部50bと支持孔の端縁の当接により、エンジン停止時における径方向の内方への抜けは、カム軸の内周に配置された従動軸9の外周面で阻止しているので、図18の従来例のように、特別の抜け止め部材を設ける必要はなくなる。すなわちローラ支持用の部品点数を削減することができる。

【0058】(3)また、ローラ50を内向き突出状にスリーブ46に備え、スリーブ46の内周側に配置されたカム軸38の円筒カム溝51に係合しているので、たとえばローラとカム溝が径方向の内外逆配置の構造に比べ、カム軸支持用のニードル軸受とカム溝とのスペース確保のための軸方向寸法が短くて済み、軸方向寸法のコンパクト化ができる。

【0059】(4)請求項2記載のように、カム軸内周面と従動軸外周面との間に、カム溝51に連通する環状のグリス溜り37を形成していると、遠心力によりカム溝51内及びそれに続いて支持孔53と小径部52との回転自在な嵌合部分にグリスを自動的に供給することができ、ローラ50とカム溝51とのカム作用を円滑に保つことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本願発明を適用した自動二輪車用エンジンの動力伝達系をスケルトン様式で示す機構説明図である。

【図2】 図1のVベルト式自動変速機を各軸を通る切断面で切断した断面図である。

【図3】 図2のVベルト式自動変速機の被駆動調車部分の拡大図である。

【図4】 図2の被駆動調車の調圧機構の分解斜視図である。

【図5】 図3のV-V断面図である。

【図6】 図2のトーショナルダンパーの右側面図である。

【図7】 図6のトーショナルダンパーのねじり特性線図である。

【図8】 図1の歯車式変速機の垂直断面部分図であ

る。

【図9】 図8のIX-IX断面図である。

【図10】 図9の入力側変速軸部分の拡大図である。

【図11】 前進ロー状態を示す入力側変速軸部分の断面図である。

【図12】 前進ハイ状態を示す入力側変速軸部分の断面図である。

【図13】 後進状態を示す入力側変速軸部分の断面図である。

【図14】 図10の前進用ギヤ群を矢印XIV方向に見た側面図である。

【図15】 図10のシフトスリーブを矢印XV方向に見た側面図である。

【図16】 前進ハイ時の係合爪同士の噛み合い状態を示す図12のXVI-XVI断面拡大図である。

【図17】 前進ロー時の係合爪同士の噛み合い状態を示す図11のXVII-XVII断面拡大図である。

【図18】 従来例の縦断面図である。

【符号の説明】

8 駆動軸

9 従動軸

10 駆動調車

11 被駆動調車

12 Vベルト

14 固定シーブ（駆動調車側）

15 可動シーブ（駆動調車側）

19 駆動調車推力発生機構

20 入力用変速軸

21 中間変速軸

22 出力軸

33 固定シーブ（被駆動調車側）

34 可動シーブ（被駆動調車側）

38 カム軸

46 スリーブ

50 ローラ

50b 環状段部

51 円筒カム溝

52 小径部

53 ローラ支持孔

76、77 軸受

90 前進用入力側ローギヤ

91 前進用入力側ハイギヤ

92 後進用入力側スプロケットギヤ

98 シフトスリーブ

101 前進用中間ローギヤ

102 前進用中間ハイギヤ

103 後進用中間スプロケットギヤ

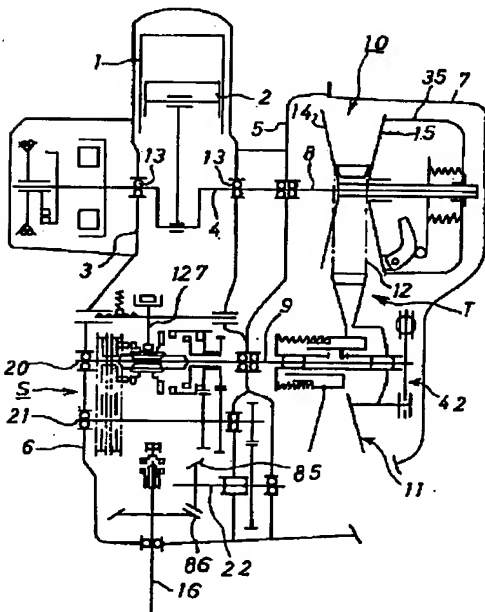
109 延長ボス部

110 筒形延長部

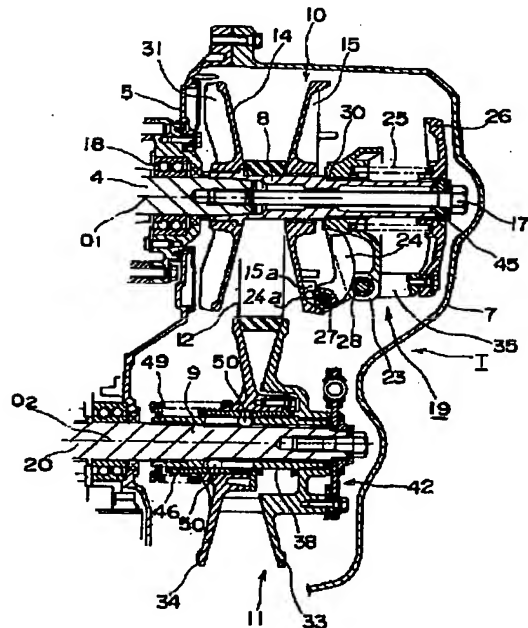
112、115、126 変速段ギヤの係合爪（ドグ歯）

123、124 シフトスリーブの係合爪（ドグ歯）

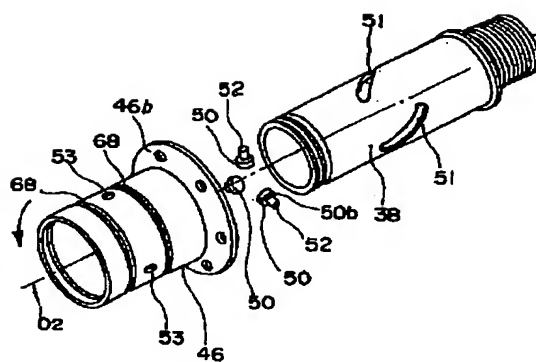
【図1】



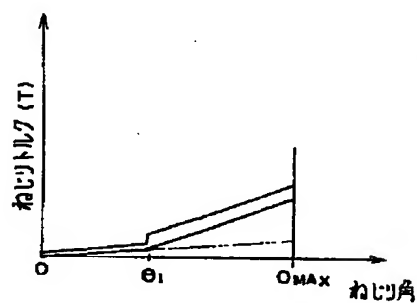
【図2】



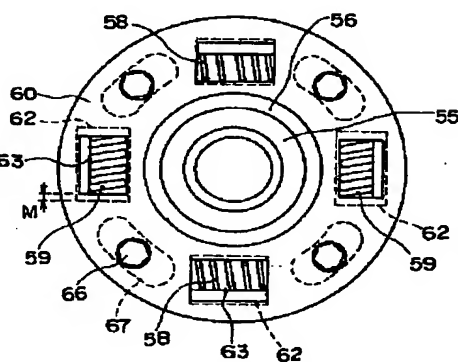
【図4】



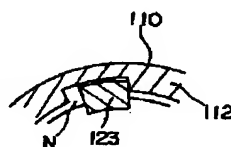
【図7】



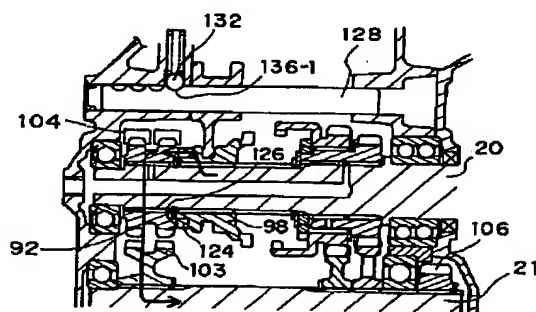
【図6】



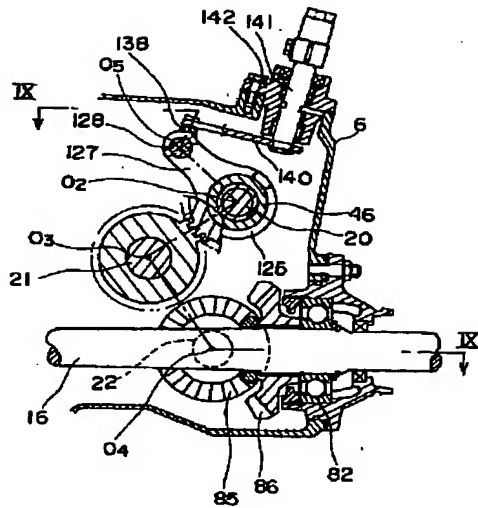
【图 16】



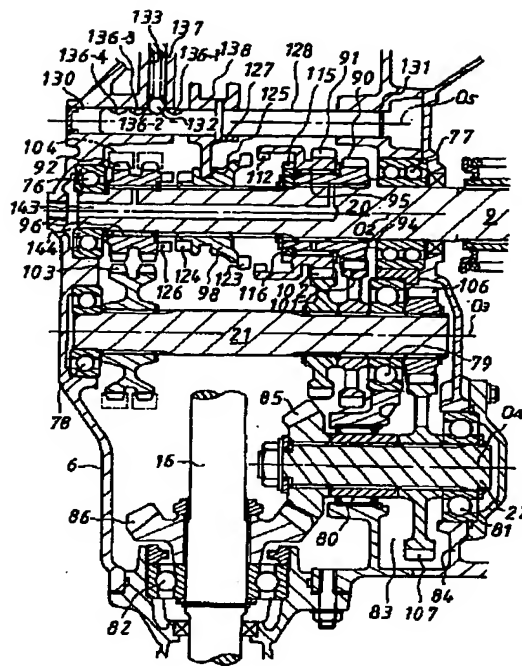
【图13】



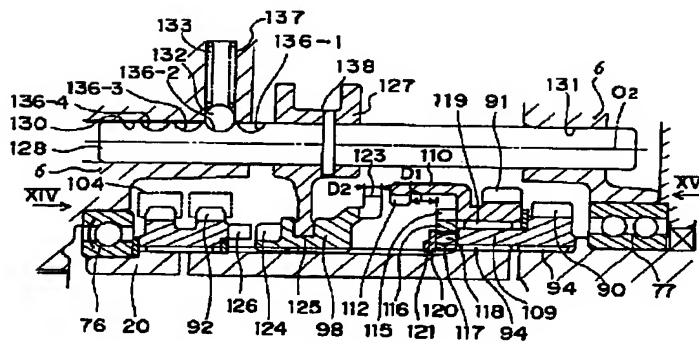
【図8】



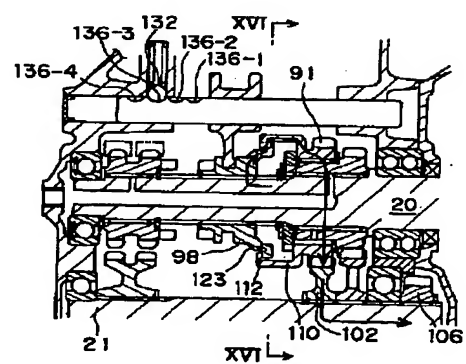
【図9】



【図10】



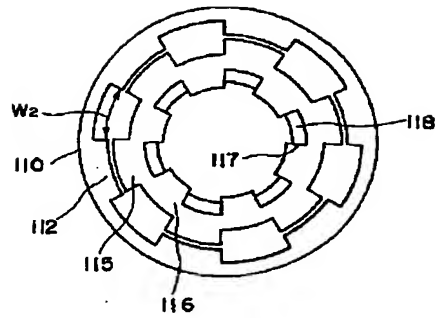
【図12】



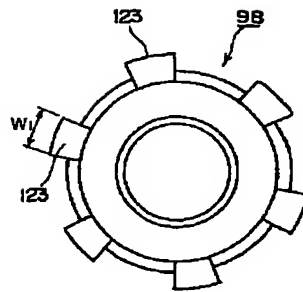
【図17】



【図14】



【図15】



【図18】

